

УДК 621.165 : 621.438

В.Н. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
С.П. НАУМЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИСКА ТУРБОМАШИНЫ ПРИ РАСХОДНОМ ТЕЧЕНИИ В УПЛОТНЕННОЙ ПРИДИСКОВОЙ ПОЛОСТИ

Экспериментальные данные Хейнса (Haynes С.М.) и Оуэна (Owen J.М.), представленные авторами в графическом виде, переобработаны и обобщены. Получено критериальное уравнение для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашины при расходном течении среды в уплотнённой придисковой полости. Формула учитывает влияние пяти независимых переменных.

Ключевые слова: турбомашины, вращающийся диск, придисковая полость, расходное течение, коэффициент момента сопротивления.

Введение. Сведения по мощности трения среды о поверхность вращающихся дисков необходимы для определения потерь на трение при расчётах относительного внутреннего КПД ступеней турбомашин.

Настоящая статья продолжает наше обращение к данной задаче, начатое в работе [1].

Наиболее исследованным теоретически и экспериментально до настоящего времени был случай безрасходного обтекания диска, вращающегося в замкнутом объеме. В частности, одна из зависимостей, полученных в работе Дейли и Ниса [2], была рекомендована в [3] для определения потерь трения при расчёте относительного внутреннего КПД паротурбинной ступени.

Однако в придисковых полостях реально всегда имеют место расходные течения. Это – потоки пара, перетекающего через диафрагменные уплотнения в паровых турбинах, или – охлаждающего воздуха в газовых турбинах. При этом придисковые камеры уплотнены радиальными лабиринтовыми уплотнениями, которые в паровых турбинах уменьшают подсос пара в проточную часть, а в газовых – запирают придисковую полость от проникновения в неё горячих газов.

Подробное экспериментальное исследование влияния расходного течения среды на коэффициент момента сопротивления диска, вращающегося в уплотнённой полости, описано в работах [4, 5].

Авторы этих работ представляли результаты своих экспериментов в виде графических зависимостей коэффициента момента сопротивления $C_M = 4M/(\rho\omega^2 R^2)$ от числа Рейнольдса $Re = \omega R^2/\nu$, коэффициента массового расхода $C_W = G/(\mu R)$, ширины зазора между диском и корпусом S и зазора между диском и гребнем осевого периферийного уплотнения S_0 . Здесь M – момент сопротивления диска, смачиваемого с одной стороны; ρ – плотность; ω – угловая скорость; R – радиус диска; ν и μ – кинематическая и динамическая вязкости; G – массовый расход. Схема рабочего участка опытного стенда и результаты экспериментов показаны на рис. 1–4.

Выбор именно таких чисел подобия для обобщения первичных замеров, по-видимому, был обусловлен желанием иметь в качестве независимых аргументов безразмерные комплексы, отдельно представляющие влияние на коэффициент момента трения фактора вращения – числа Re , и расхода – числа C_W . Однако обобщить результаты своих экспериментов единой зависимостью авторам не удалось.

© В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко, 2013

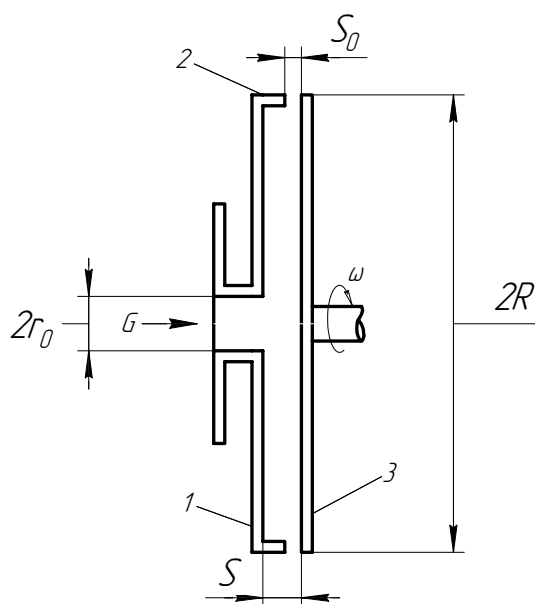


Рис. 1 – Модель диска, що обертається біля статора з ободом: 1 – статор; 2 – обід; 3 – ротор

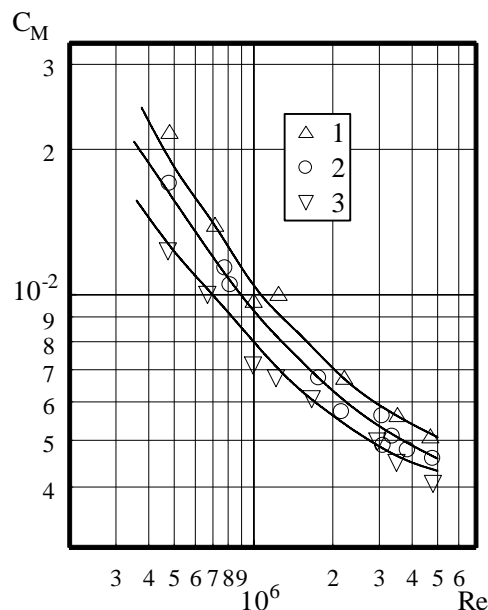


Рис. 2 – Залежність коефіцієнта опору від числа Re при $S/R = 0,06$ і $S_0/R = 0,0033$,
1 – $C_W = 7,5 \cdot 10^4$; 2 – $C_W = 4,8 \cdot 10^4$;
3 – $C_W = 3,1 \cdot 10^4$

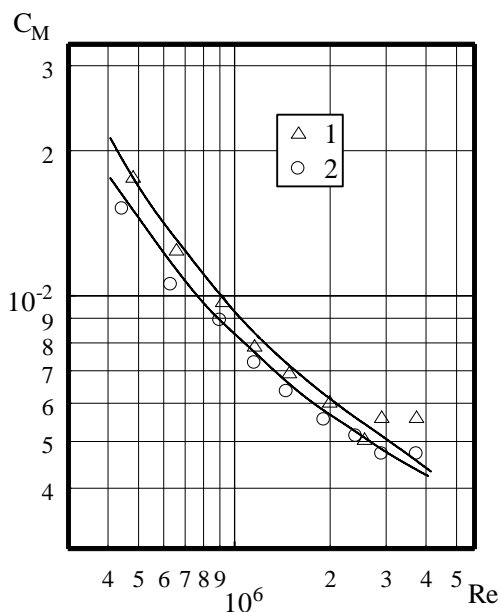


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта опору від числа Re при $S/R = 0,06$ і $C_W = 4,7 \cdot 10^4$,
1 – $S_0/R = 0,0033$; 2 – $S_0/R = 0,0067$

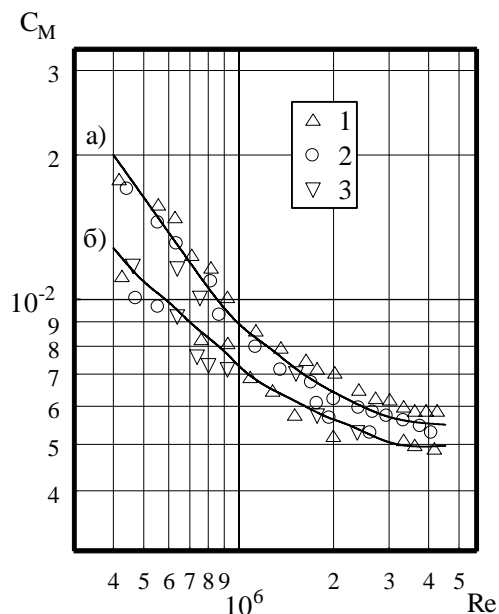


Рис. 4 – Залежність коефіцієнта опору від числа Re при $S_0/R = 0,0067$,
а – $C_W = 5,3 \cdot 10^4$; б – $C_W = 2,4 \cdot 10^6$;
1 – $S/R = 0,18$; 2 – $S/R = 0,12$; 3 – $S/R = 0,06$

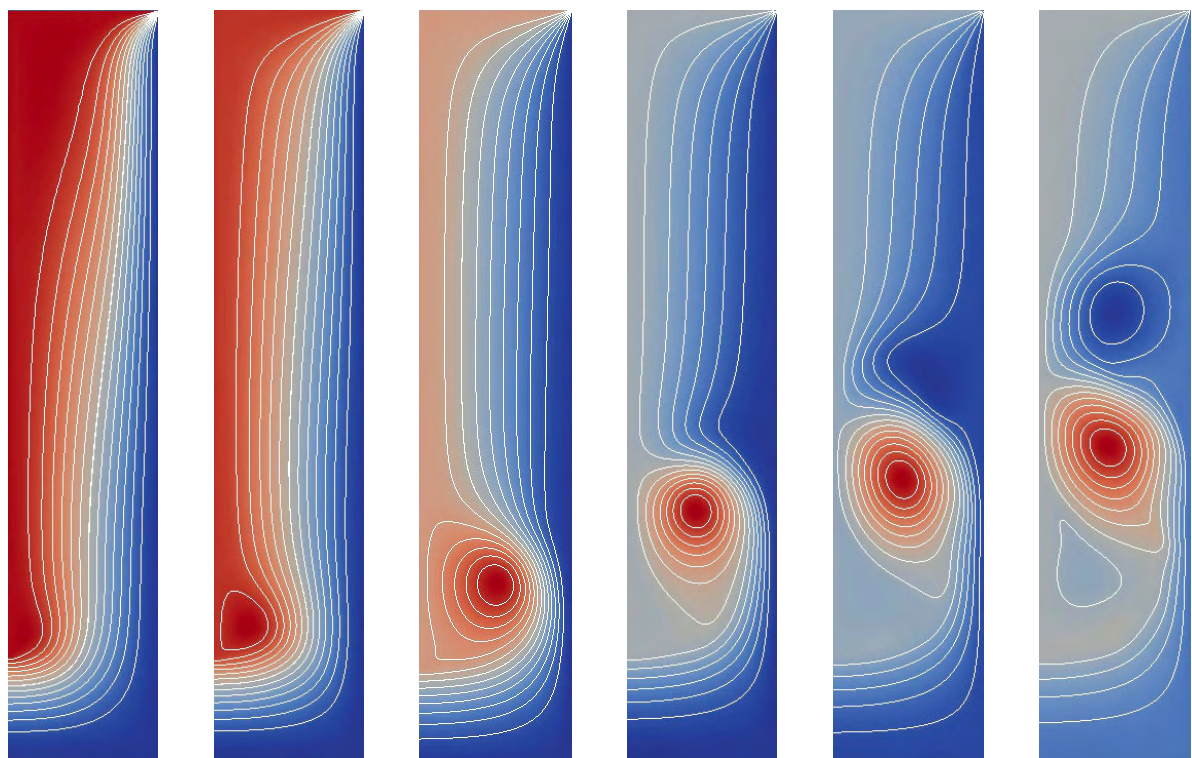
Цель исследования. Поставлена задача расчётного анализа особенностей данного течения, переобработки первичных экспериментальных результатов работ [4, 5] и получения обобщающей критериальной зависимости.

Материалы исследования. Для выяснения характера влияния взаимоотношения факторов расхода и вращения на картину течения среды в

уплотнённой придисковой полости проведено математическое моделирование этого потока. В качестве инструмента математического моделирования использовался программный комплекс *TDEP* [6], реализующий алгоритм *SIMPLE C*. Патанкара [7].

С целью проверки адекватности моделирования потоков среды во вращающихся системах с помощью программного комплекса *TDEP* первоначально была решена классическая задача расчёта коэффициента момента сопротивления для свободно вращающегося диска. Полученные результаты практически полностью совпали с известными теоретическими и экспериментальными данными [8].

Сложность корреляционных зависимостей между использованными в [4, 5] комплексами, отражённая в графиках рис. 2–4, а также разнообразие возможных картин линий тока рассматриваемого течения, полученная в результате математического моделирования и показанная на рис. 5, частично объясняет то, почему авторам работ [4, 5] не удалось получить зависимость, обобщающую их эксперименты. Однако причина, на наш взгляд, не только в этом.



$Re/C_w = 0,0524$ $Re/C_w = 0,105$ $Re/C_w = 0,314$ $Re/C_w = 0,628$ $Re/C_w = 1,257$ $Re/C_w = 2,513$

Рис. 5 – Качественные изменения картины линий тока в придисковой полости в зависимости от соотношения фактора вращения – Re и расхода – C_w

Руководящей физической идеей в нашем подходе было представление о том, что характер течения среды в придисковой полости определяется не только числом Рейнольдса Re , которое является мерой отношения даламберовых сил инерции к силам вязкости, но также и некоторой характеристикой воздействия на поток кориолисовых сил инерции, поскольку частицы среды движутся вблизи вращающегося диска, то есть в неинерциальной системе координат. Эту особенность потока число C_w не характеризовало.

Для учёта влияния кориолисовых сил инерции нами использовалось число

Россби [10], точнее его вариант, известный в отечественных публикациях, начиная с середины прошлого века, как кинематический фактор K_v . Число K_v было впервые введено в практику обобщения результатов теоретических и экспериментальных исследований придисковых течений В.М. Капиносом [9].

На основании указанных соображений при переобработке результатов экспериментов [5, 6] нами наряду с числом Рейнольдса вместо коэффициента массового расхода $C_w = G/(\mu R)$ использовался кинематический фактор $K_v = G/(2\pi\omega r_0^2 S)$, где r_0 – радиус подвода среды. Критерий K_v представляет собой отношение радиальной составляющей скорости потока на входе в зазор между диском и статором на начальном радиусе r_0 к окружной скорости диска на этом радиусе, что с другой стороны и является числом Россби.

Кроме того, вместо параметров S_0/R мы ввели коэффициент сужения S_0/S , который, на наш взгляд, является более представительной характеристикой рассматриваемого канала.

При обработке экспериментов использовался метод последовательного присоединения аргументов в степенную математическую модель (метод Брэндона). Алгоритм обработки подробно описан в работе [1].

Результаты исследования и выводы. В результате переобработки первичных экспериментальных данных работ [4, 5], представленных 101 вариантом различных сочетаний режимных и геометрических факторов, была получена обобщающая критериальная зависимость для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашин при расходном течении среды в уплотнённой придисковой полости, учитывающая влияние пяти независимых переменных:

$$C_M = 0,134 \frac{\left(K_v \frac{S}{R}\right)^{0,33}}{\text{Re}^{0,2} \left(\frac{S_0}{S}\right)^{0,135}}.$$

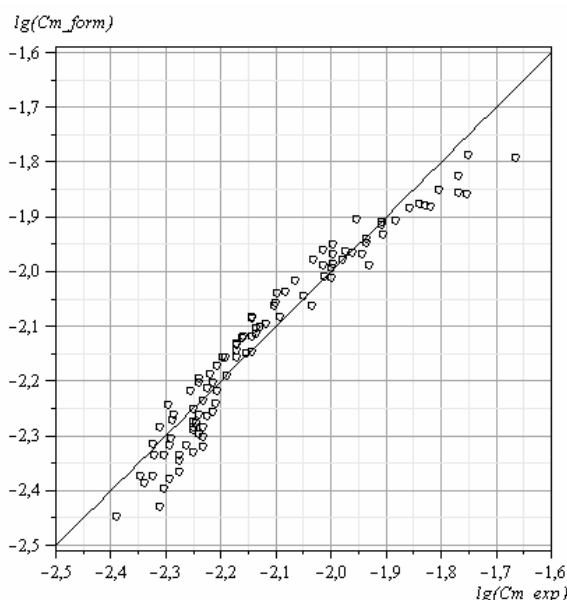


Рис. 6 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости в логарифмических координатах

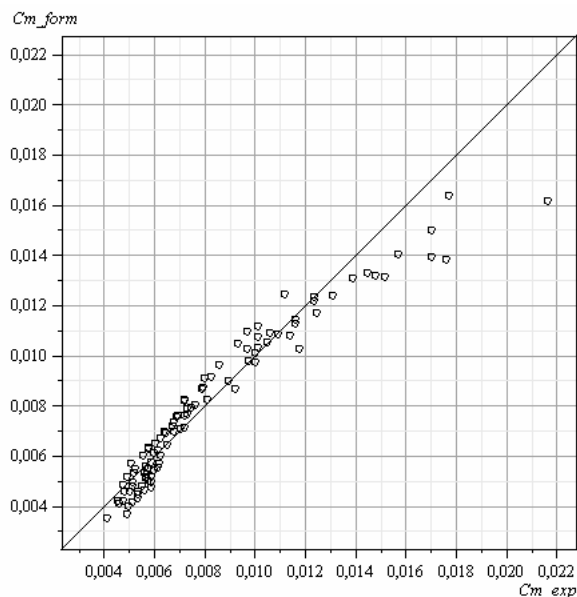


Рис. 7 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости

Вместе числового коэффициента 0,14 по работе [1] здесь предложен коэффициент 0,134, что соответствует минимальной погрешности аппроксимации. Приближённый учёт отношения R/r_0 рассматривается в работе [1].

Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости приведено на графиках рис. 6 и 7 в логарифмических и натуральных координатах. На каждом из графиков проведена прямая с угловым коэффициентом $k = \tan 45^\circ$. При равенстве расчётных и экспериментальных значений C_M точки должны были бы лежать на этой прямой.

Среднее квадратичное отклонение опытных и расчётных точек составляет 9,97 %.

Для практических инженерных расчётов можно рекомендовать следующий приём: расчётные величины коэффициентов момента сопротивления в пределах от 0,005 до 0,013 можно использовать непосредственно, а в расчётные величины C_M , лежащие за этими пределами, руководствуясь графиком рис. 7, следует вносить соответствующие поправки.

Список литературы: 1. Капинос, В.М. Коэффициент момента сопротивления вращающегося диска при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 3. – С. 16-21. 2. Daily, J.W. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [Text] / J.W. Daily, R.C. Nece // Trans. of the ASME, J. of Basic Eng. – 1960. – Vol. 82. – P. 217-232. 3. Щегляев А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с. 4. Бейли. Гидродинамика системы с закрытым диском при течении охлаждающей среды от центра к периферии [Текст] / Бейли, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1970. – № 3. – С. 129-135. 5. Хейнес. Теплопередача системы с закрытым диском при радиальном течении охлаждающей среды [Текст] / Хейнес, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1975. – № 1. – С. 31-40. 6. Пустовалов, В.Н. Программный комплекс для решения эллиптических задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / В.Н. Пустовалов, В.П. Югов, С.П. Науменко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 96-104. 7. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с. 8. Дорфман, А.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел [Текст] / А.А. Дорфман. – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с. 9. Капинос, В.М. Теплопередача дисков газовых турбин с воздушным охлаждением [Текст] / В.М. Капинос // Тр. Харьк. политехн. ин-та. – 1957. – XXIV. – Вып. 6. – С. 111-133. 10. Бэтчелор, Дж. Введение в динамику жидкости [Текст] / Дж. Бэтчелор. – М.: Мир, 1973. – 758 с.

Поступила в редколлегию 03.02.13

УДК 621.165 : 621.438

К определению момента сопротивления диска турбомашин при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 134-138. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Експериментальні дані Хейнса (Haynes С.М.) і Оуена (Owen J.М.), які подані авторами у графічному вигляді, переопрацьовані та узагальнені. Отримано критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта моменту опору обертового диска турбомашини при витратному плинні середовища в ущільненій придисковій порожнині. Формула враховує вплив п'яти незалежних змінних.

Ключові слова: турбомашини, обертовий диск, білядискова порожнина, витратна течія, коефіцієнт моменту опору.

Haynes С.М. and Owen J.М. experimental data, submitted by the authors in a graphical form, were reprocessed and generalized. A criterion equation for the prediction of the frictional resistance of the shrouded turbomachine disk with a radial outflow was obtained. The formula takes into account the impact of the five independent variables.

Keywords: turbomachinery, rotating shrouded disk, radial outflow, frictional resistance.